

明 細 書

空気冷媒式冷凍加熱装置

技術分野

[0001] 本発明は、空気冷媒式の冷凍装置に関する。

背景技術

[0002] 従来のフロンを冷媒とした冷却装置に変えて、近年では空気を冷媒とした冷却装置が開発されている。

特開平11-132582号公報には、空気の経路に、圧縮機、空気冷却器、空気対空気熱交換器および膨張機を空気の流れの順に配置し、要冷却室内の空気を前記の空気対空気熱交換器を経て該圧縮機に取入れ、該膨張機を出た空気を該要冷却室内に吹き出すようにした空気冷媒式冷凍装置において、該膨張機を出た空気の一部または全部を要冷却室を迂回して該空気対空気熱交換器に戻すための弁介装の第1のバイパス路と、圧縮機を出て膨張機に入る前の空気路から0℃以上の空気を取入れ、これを空気対空気熱交換器の入口側空気路に供給するための弁介装の温風バイパス路を設けたことを特徴とする空気冷媒式冷凍装置が開示されている。

発明の開示

[0003] 本発明の目的は、空気冷媒の熱サイクルにより高い効率で熱を供給する装置を提供することである。

本発明の他の目的は、空気冷媒の熱サイクルにより冷却と加熱とを同時に行う装置を提供することである。

[0004] 本発明による空気冷媒式冷凍加熱装置は、空気冷媒を圧縮する圧縮機構と、圧縮機構から送り出された空気冷媒により対象物を加熱する加熱器と、加熱器から送り出された空気冷媒を冷却する熱交換器と、熱交換器から送り出された空気冷媒を膨張させるタービンと、タービンから送り出された空気冷媒により対象物を冷却する冷却器とを備える。

[0005] 本発明による空気冷媒式冷凍加熱装置において、圧縮機構は単一のコンプレッサからなる。

- [0006] 本発明による空気冷媒式冷凍加熱装置において、圧縮機構はタービンと同軸に回転するコンプレッサである。冷却器から取り込まれた空気冷媒は熱交換器の低温側流路に供給され、低温側流路から送出された空気冷媒はコンプレッサに直接、供給される。
- [0007] 本発明による空気冷媒式冷凍加熱装置において、圧縮機構は、補助コンプレッサと、補助コンプレッサによって昇圧された空気冷媒を更に昇圧する主コンプレッサとを備える。
- [0008] 本発明による空気冷媒式冷凍加熱装置は、加熱器から送出された空気冷媒の熱を回収して圧縮機構と加熱器との間を流れる空気冷媒を加熱する熱回収器を備える。
- [0009] 本発明による空気冷媒式冷凍加熱装置は、熱回収器の後段側、かつ熱交換器の前段側を流れる空気冷媒により対象物の加熱を行う第2加熱器を備える。
- [0010] 本発明による空気冷媒式冷凍加熱装置は、加熱器に流入する空気冷媒を加熱するヒータを備える。
- [0011] 本発明による空気冷媒式冷凍加熱装置において、加熱器はオープンである。
- [0012] 本発明による冷却加熱システムは、本発明による空気冷媒式冷凍加熱装置と、空気冷媒と異なる冷媒を吸収する吸収剤が充填され、圧縮機構から送り出された空気冷媒を用いて吸収剤に混合している冷媒を加熱して気化させる再生器と、再生器において気化した冷媒を凝縮する凝縮器と、凝縮器において凝縮した冷媒を気化させ、気化熱により第3対象物を冷却する蒸発器と、再生器から送出された吸収剤に蒸発器において気化した冷媒を吸収させて再生器に送出する吸収器とを備えている。
- [0013] 本発明によれば、空気冷媒の熱サイクルにより高い効率で熱を供給する装置が提供される。

本発明によれば、空気冷媒の熱サイクルにより冷却と加熱とを同時に行う装置が提供される。

図面の簡単な説明

- [0014] [図1]図1は、本発明の実施の第1形態における空気冷媒式冷凍加熱装置の構成を示す。

[図2]図2は、空気冷媒式冷凍加熱装置に結合される吸収冷凍機の構成を示す。

[図3]図3は、本発明の実施の第2形態における空気冷媒式冷凍加熱装置の構成を示す。

発明を実施するための最良の形態

[0015] (実施の第1形態)

以下、図面を参照して本発明による空気冷媒式冷凍加熱装置を実施するための最良の形態について説明する。図1は、本実施の形態における空気冷媒式冷凍加熱装置の構成を示している。

[0016] 空気冷媒式冷凍加熱装置は、コンプレッサ2を備えている。コンプレッサ2は、モータ4により駆動される。モータ4は、21000rpm程度の回転数で回転する同期モータであり、動力は85kwである。

[0017] コンプレッサ2の入口側(上流側)には空気配管28が接続されている。コンプレッサ2の出口側(下流側)は空気配管3を介して熱交換器30の空気通路29に接続されている。熱交換器30は空気通路29の空気と熱交換を行うための熱媒体が流される通路42を備えている。熱媒体は、加圧した水などの液体であることが好ましい。

[0018] 空気通路29の出口側に接続された空気配管はヒータ32に導入される。ヒータ32の電力は46kWである。ヒータ32の下流側において空気配管はオープン34に導入される。オープン34はパン、クッキー等の被加熱対象物が入れられる焼き室を備えている。空気配管の出口は、焼き室に開口している。オープン34の出口側に接続された空気配管は、熱交換器36の空気通路35に接続されている。熱交換器36は空気通路35の空気と熱交換を行うための熱媒体が流される通路44を備えている。通路44はポンプ38を介して通路42と接続されている。

[0019] 空気通路35の出口側は空気配管37を介して熱交換器8に接続されている。熱交換器8は空気配管37の内部の空気と熱交換を行うための熱媒体が流される配管9を備えている。配管9は図示しない冷却塔に接続されている。配管9には、熱交換器8と冷却塔との間に水を循環させるための循環ポンプ12が接続されている。

[0020] 水冷式熱交換器8の空気側の通路の出口側は配管13に接続されている。配管13は、排熱回収熱交換器14の高温側の通路を介して、膨張タービン16の入口側に接

続されている。膨張タービン16はコンプレッサ2と同軸にモータ4のシャフトに接続されている。

[0021] 膨張タービン16の出口側の配管は霜を取り除くための除霜器18に接続されている。除霜器18の出口側の配管は、フリーザー入口配管21に接続されている。フリーザー入口配管21はフリーザー22に接続され、フリーザー22の内部の冷却対象物が収納される冷却室に開口している。フリーザー22は、開閉可能な扉を有し、扉を閉じることにより密閉された冷却室を内部に形成する倉庫である。

[0022] フリーザー22は冷却室から冷媒空気を取り込む配管26に接続されている。配管26は、排熱回収熱交換器14の低温側の通路を介して、空気配管28に接続されている。

[0023] 以上の構成を備えた空気冷媒式冷却装置1は、以下のように動作する。

[0024] (フリーザーの使用)

循環ポンプ12が駆動され、水配管9に水が流される。モータ4が起動され、コンプレッサ2と膨張タービン16とが駆動される。コンプレッサ2は、配管28の冷媒空気を吸引して圧縮する。圧縮されて高温高圧となった冷媒空気は、空気配管3に吐出される。空気配管3の内部の冷媒空気は、ヒータ32、オープン34、熱交換器36を介して熱交換器8に流入する。冷媒空気は熱交換器8において水配管9を循環する水と熱交換することにより冷却される。

[0025] 水冷式熱交換器8を出た冷媒空気は配管13に流入する。配管13を流れる冷媒空気は、排熱回収熱交換器14の高温側通路において、配管26から低温側通路に流入する冷媒空気と熱交換をすることにより更に冷却される。

[0026] 排熱回収熱交換器14により冷却された冷媒空気は、排熱回収熱交換器14の出口側の配管を通して膨張タービン16に入る。冷媒空気は、膨張タービン16において断熱膨張することによって更に冷却される。

[0027] 膨張タービン16から出た冷媒空気は除霜器18において湿分を除去される。除霜器18から出た冷媒空気はフリーザー22の冷却室の内部に供給され、冷却室は冷却される。冷却室の内部の空気は配管26に流入する。配管26を流れる冷媒空気は、排熱回収熱交換器14の低温側通路において、排熱回収熱交換器14の高温側通路

を流れる冷媒空気と熱交換して加熱される。加熱された冷媒空気は、配管28を通過してコンプレッサ2に流入する。

[0028] (オープンの使用)

ポンプ38が駆動され、通路42と通路44とを熱媒体が循環する。ヒータ32のスイッチが入れられる。

[0029] 通路44を流れる熱媒体は、空気通路35を流れる空気媒体と熱交換を行うことにより加熱される。加熱された熱媒体は、通路42に流入する。空気通路29を流れる空気は、通路42の熱媒体と熱交換を行うことにより加熱される。

[0030] 空気通路29において加熱された空気は、ヒータ32においてさらに加熱される。加熱された空気はオープン34の焼き室に導入される。オープン34の内部は空気により加熱される。オープン34から出た空気は空気通路35を通り空気配管37に流入する。これより下流側における冷媒空気の流れは、ポンプ38とヒータ32が作動されないときの説明と同じである。

[0031] ポンプ38とヒータ32が作動された後に定常運転に達したとき、各部の温度は次のようになる。コンプレッサ2の出口側の空気冷媒の温度は114℃。熱交換器30の出口側の空気冷媒の温度は190℃。ヒータ32の出口側の空気冷媒の温度は220℃。オープン34の出口側の空気冷媒の温度は200℃。熱交換器36の出口側の空気冷媒の温度は124℃。フリーザー22の入口側の空気冷媒の温度は-85℃。オープン34の加熱能力は31kWである。

[0032] (用途)

オープン34の内部は220℃程度である。こうしたオープン34により、パン、クッキーなどのベーキングを行うことができる。本実施の形態による空気冷媒式冷凍加熱装置は、フリーザー22により冷凍食品を製造することができるため、冷凍食品の製造とパン、クッキー等の焼き物の製造とを共に行う食品工場において特に好適に用いられる。

[0033] 本実施の形態における空気冷媒式冷凍加熱装置の効率は、COP(Coefficient of performance、成績係数)を用いて次のように評価できる。

$$\text{総合COP} = (\text{フリーザ冷凍能力}(Q_1) + \text{ヒータ加熱能力}(Q_2)) / (\text{タービンユニット})$$

動力(Q_3) + ヒータ入力(Q_4))

ここで、 M を空気流量(1.54kg/s)、 H_{60} をフリーザー出口の絶対温度 $273-60=213\text{K}$ 、 H_{85} をフリーザー入口の絶対温度 $273-85=188\text{K}$ として、

$$Q_1 = M \times (H_{60} - H_{85}) = 1.54(\text{kg/s}) \times (213 - 188)(\text{kJ/kg}) = 38\text{kJ/s} = 38\text{kW}$$

$$Q_2 = 31\text{kW}$$

$$Q_3 = 85\text{kW}$$

$$Q_4 = 46\text{kW}$$

従って、

$$\text{総合COP} = (38 + 31) / (85 + 46) = 0.53$$

これに対して、冷凍無し、ベーキングのみの場合のCOPは、 H_{220} = 空気加熱後温度、 H_{35} = 空気加熱前温度として、

$$Q_2 / (M \times (H_{220} - H_{35})) = 31 / (1.54 \times (493 - 308)) = 0.11$$

ベーキング無し、冷凍のみの場合のCOPは、

$$Q_1 / Q_3 = 38 / 85 = 0.44$$

このように、本実施の形態による空気冷媒式冷凍加熱装置は、冷凍のみ又はベーキングのみに使用する場合に比べて、冷凍とベーキングの両方に使用した場合に大幅に効率が向上する。

[0034] 空気は物性値上、圧縮比が小さくても(圧力比:2)、 120°C 程度の高温空気が得られる。それに対して、圧力比2としてフロン冷媒は 60°C から 70°C 程度、アンモニア冷媒は 70°C から 80°C 程度まで昇温される。そのため、ベーキングに使用するためには、空気冷媒を用いた装置の方が高い効率を得やすい。

[0035] 空気冷媒式の冷凍機において、空気圧縮用のコンプレッサを2段接続し、本実施の形態におけるモータよりも低速回転(数千rpm)のモータを使用するものが知られている。こうした2段圧縮式の冷凍機においては、コンプレッサの出口における空気冷媒の温度は、 60°C から 70°C 程度であり、本実施の形態における単一のコンプレッサを用いたものよりも低い。そのため、ベーキングに使用する温度まで空気冷媒を昇温させた場合、単一のコンプレッサを用いるタイプの方がより高い効率(COP)が達

成される。

- [0036] 本実施の形態における空気冷媒式冷凍加熱装置は、コンプレッサ2の出口温度が114℃であり、大気圧での水の沸点100℃よりも高い。そのため、この熱を利用する用途は多い。さらに、パン、クッキー等を焼く温度まで昇温するために必要とされる外部の熱源の出力が小さく済み、効率が高い。
- [0037] 本実施の形態において、熱交換器30から送出される190℃の空気冷媒、ヒータ32で加熱されることにより得られる220℃の空気冷媒、あるいは熱交換器36から流出した124℃の空気冷媒は、様々な用途に用いることができる。例えば、乾燥機、熱殺菌装置、床暖房又はラジエータ等による空調に好適に用いられる。
- [0038] 更に、本発明による空気冷媒式冷凍加熱装置は、吸収冷凍機と結合して用いることで、全体として高い効率を達成することができる。図2に吸収冷凍機の構成を示す。吸収冷凍機100は、再生器101、凝縮器102、蒸発器103、吸収器104、熱交換器105の各熱交換器と、溶液ポンプ106、冷媒ポンプ107、制御弁108から構成されている。
- [0039] 再生器101は、熱源110から供給される熱により冷媒溶液を加熱し冷媒成分を気化させて冷媒蒸気を発生させるために設けられている。この熱源110として、図1に示された熱交換器30から送出される190℃の空気冷媒、ヒータ32で加熱されることにより得られる220℃の空気冷媒、あるいは熱交換器36から流出した124℃の空気冷媒の熱が使用される。
- [0040] 凝縮器102は、再生器101において発生する冷媒蒸気を凝縮して冷媒液とするために設けられている。蒸発器103は、凝縮器102において生成される冷媒液と管路109を流れる冷水との間で熱交換を行わせ冷水を所定の温度に冷却するとともに冷媒液を気化させて冷媒蒸気とするために設けられている。吸収器104は、蒸発器103において生成される冷媒蒸気を再生器101において冷媒成分の気化後に残る溶液に吸収させて冷媒溶液とするために設けられている。熱交換器105は、吸収器104において生成される冷媒溶液と冷媒成分の気化後に残る溶液との間で熱交換を行うために設けられている。溶液ポンプ106は、再生器101と吸収器104との間で冷媒溶液を循環させるために設けられている。制御弁108は、再生器101に対して供給さ

れる熱源の流入量を制御するために設けられている。

[0041] 吸収冷凍機100の主目的は蒸発器103内の冷媒液の蒸発熱を利用して管路109を流れる冷水を所定の温度に冷却することである。空気冷媒式冷凍加熱装置と吸収冷凍機100とを結合して用いることにより、効率が高く、多様な温度の熱源として利用できる冷却加熱システムが提供される。

[0042] (実施の第2形態)

図3に、実施の第2形態における空気冷媒冷熱システムの構成を示す。

[0043] 本実施の形態における空気冷媒冷熱システム800は、補助コンプレッサ802、モータ804、補助冷却器806、主コンプレッサ822、第1熱交換器820、第2熱交換器830、膨張タービン832及び冷却庫840を含む。補助コンプレッサ802はモータ804により駆動される。補助コンプレッサ802の出口側は配管を介して補助冷却器806に接続される。補助冷却器806の出口側は配管を介して主コンプレッサ822に接続される。主コンプレッサ822は膨張タービン832と同軸に接続される。

[0044] 主コンプレッサ822の出口側は配管を介して冷却器820の高温側配管824に接続されている。冷却器820の高温側配管824の出口側は熱交換器830の高温側通路に接続されている。熱交換器830の高温側通路の出口側は膨張タービン832に接続されている。膨張タービン832の出口側は冷却庫840の空気吹出口805に接続されている。冷却庫840は空気取入口803を備え、空気取入口803は配管を介して熱交換器830の低温側通路に接続されている。熱交換器830の低温側通路の出口側は補助コンプレッサ802に接続されている。

[0045] 次に、本実施の形態の空気冷媒式冷却装置800の動作原理を説明する。

[0046] モータ804が駆動され、補助コンプレッサ802が回転する。補助コンプレッサ802は冷媒空気を吐出する。補助冷却器806が起動される。補助コンプレッサ802から吐出された冷媒空気は補助冷却器806で冷却され、主コンプレッサ822に送出される。主コンプレッサ822に冷媒空気が流入し、主コンプレッサ822と膨張タービン832とが回転する。主コンプレッサ822から吐出された冷媒空気の温度は概ね60℃から70℃程度である。この冷媒空気は第1熱交換器820で冷却される。第1熱交換器820から出た冷媒空気は第2熱交換器830でさらに冷却される。第2熱交換器830から出

た冷媒空気は膨張タービン832においてさらに冷却され、空気吹出口805から冷却庫840に供給される。冷却庫840の内部の空気840は空気取入口803から取り入れられ、第2熱交換器830の低温側配管を介して補助コンプレッサ802に供給される。

- [0047] 熱交換器820において、低温側配管825を流れる水などの熱媒体は、高温側配管824に供給される60℃から70℃程度の冷媒空気の熱により加熱される。加熱された熱媒体は、床暖房、温水の供給などに使用される。熱交換器820の低温側配管825から出た熱媒体を加熱するヒータを用いれば、より高温の熱媒体を必要とする用途にも使用することができる。

請求の範囲

- [1] 空気冷媒を圧縮する圧縮機構と、
前記圧縮機構から送り出された前記空気冷媒により第1対象物を加熱する加熱器と、
前記加熱器から送り出された前記空気冷媒を冷却する熱交換器と、
前記熱交換器から送り出された前記空気冷媒を膨張させるタービンと、
前記タービンから送り出された前記空気冷媒により前記第1対象物と異なる第2対象物を冷却する冷却庫
とを具備する
空気冷媒式冷凍加熱装置。
- [2] 請求項1に記載された空気冷媒式冷凍加熱装置であって、
前記圧縮機構は単一のコンプレッサからなる
空気冷媒式冷凍加熱装置。
- [3] 請求項1または2に記載された空気冷媒式冷凍加熱装置であって、
更に、前記加熱器から送出された前記空気冷媒の熱を回収して前記圧縮機構と前記加熱器との間を流れる前記空気冷媒を加熱する熱回収器
を具備する
空気冷媒式冷凍加熱装置。
- [4] 請求項3に記載された空気冷媒式冷凍加熱装置であって、
更に、前記熱回収器の後段側、かつ前記熱交換器の前段側を流れる前記空気冷媒により対象物の加熱を行う第2加熱器
を具備する
空気冷媒式冷凍加熱装置。
- [5] 請求項1から4のいずれかに記載された空気冷媒式冷凍加熱装置であって、
更に、前記加熱器に流入する前記空気冷媒を加熱するヒータ
を具備する
空気冷媒式冷凍加熱装置。
- [6] 請求項1から5のいずれかに記載された空気冷媒式冷凍加熱装置であって、

前記加熱器はオープンである

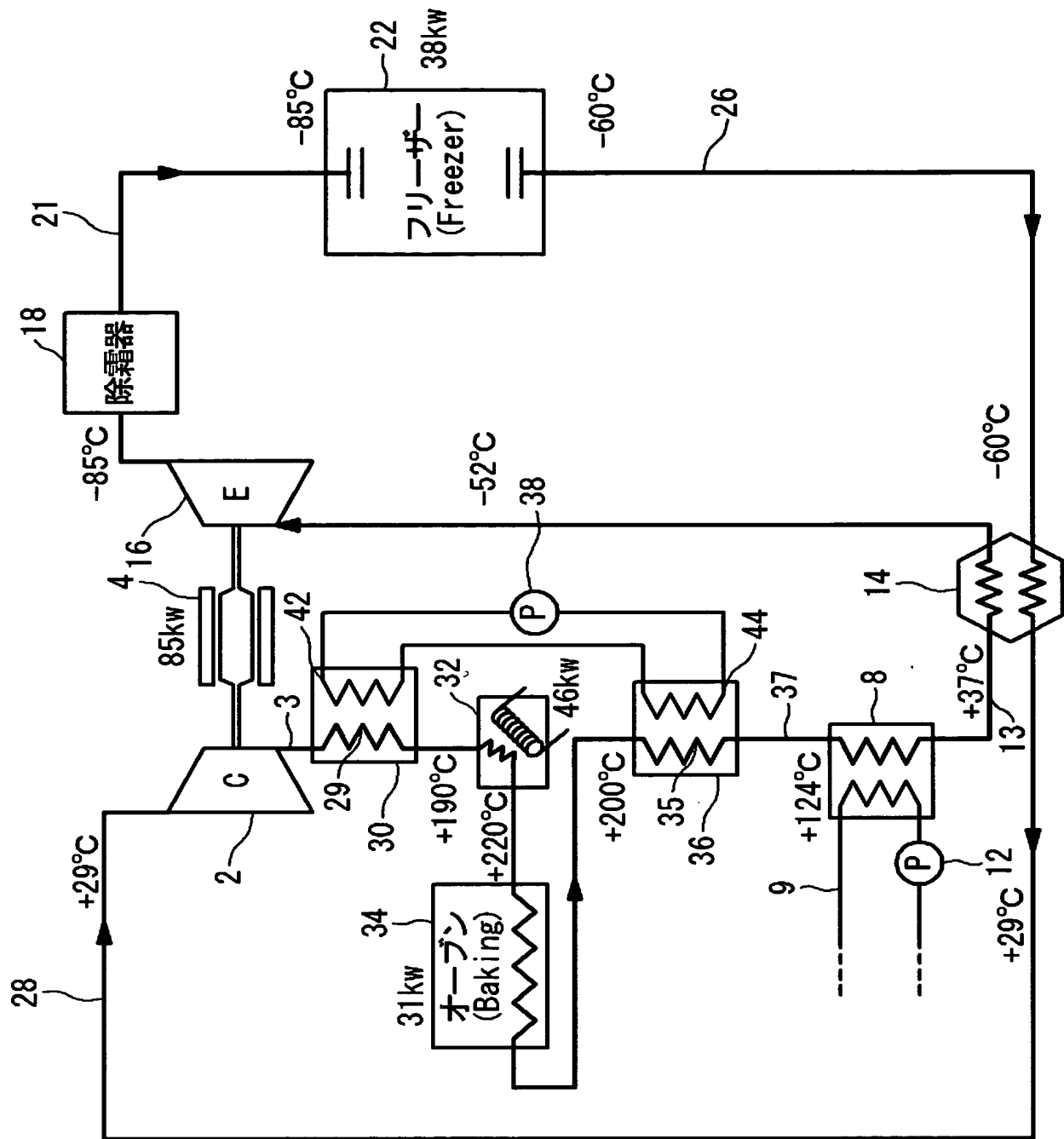
空気冷媒式冷凍加熱装置。

- [7] 請求項1から6のいずれかに記載された空気冷媒式冷凍加熱装置と、
 前記空気冷媒と異なる冷媒を吸収する吸収剤が充填され、前記圧縮機構から送り出された前記空気冷媒を用いて前記吸収剤に混合している前記冷媒を加熱して気化させる再生器と、
 前記再生器において気化した前記冷媒を凝縮する凝縮器と、
 前記凝縮器において凝縮した前記冷媒を気化させ、気化熱により第3対象物を冷却する蒸発器と、
 前記再生器から送出された前記吸収剤に前記蒸発器において気化した前記冷媒を吸収させて前記再生器に送出する吸収器
 とを具備する
 冷却加熱システム。
- [8] 請求項1から7のいずれかに記載された空気冷媒式冷凍加熱装置であって、
 前記圧縮機構は前記タービンと同軸に回転するコンプレッサであり、
 前記冷却庫から取り込まれた前記空気冷媒は前記熱交換器の低温側流路に供給され、前記低温側流路から送出された前記空気冷媒は前記コンプレッサに直接、供給される
 空気冷媒式冷凍加熱装置。

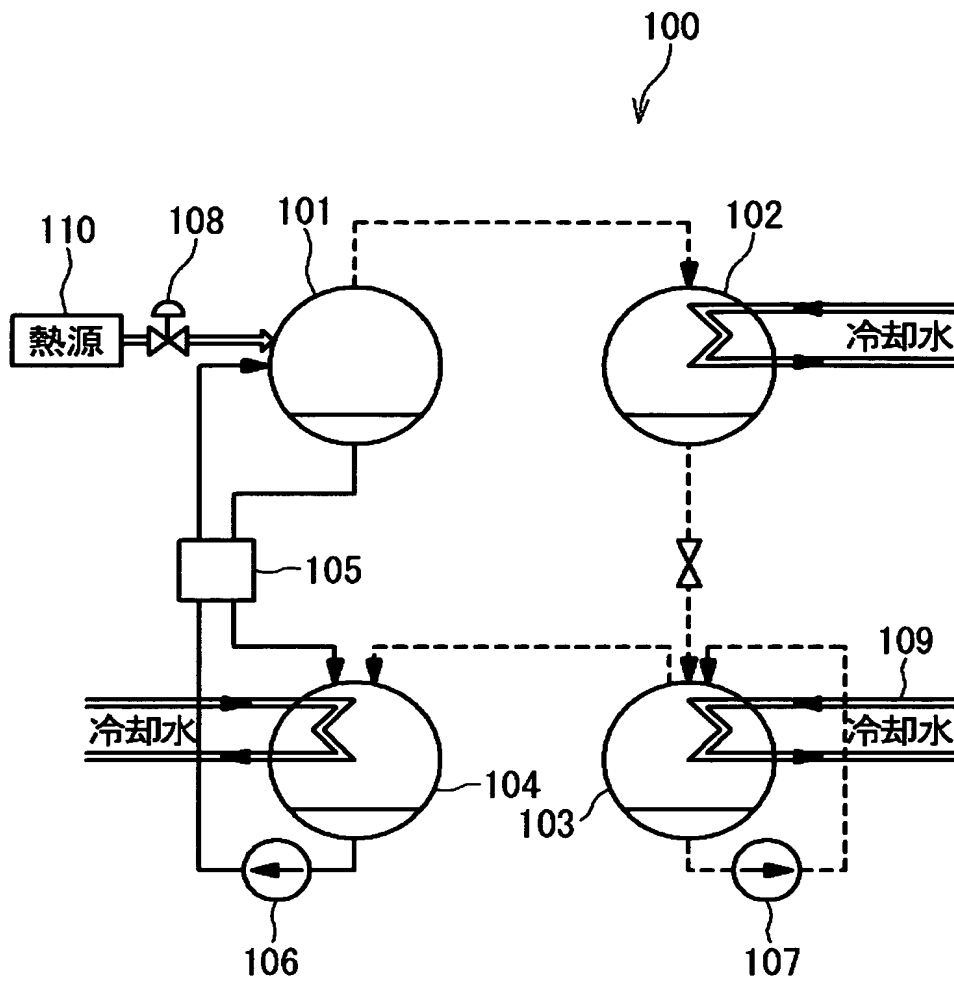
要 約 書

高い効率で冷凍と過熱とを行う装置を提供することを目的とする。圧縮機で空気冷媒を圧縮して高温高圧の空気冷媒を生成する。その空気冷媒は、第1の熱交換器により加熱され、さらにヒータで加熱されることで、パン、クッキー等が焼ける200℃以上にまで昇温され、オーブンに供給される。オーブンから流出した空気冷媒の熱は第2の熱交換器により回収され、第1の熱交換器の高温側に供給される。第2の熱交換器から流出した空気は冷却器で冷却され、第3の熱交換器で冷却され、膨張タービンにおいて断熱膨張して-85℃まで冷やされ、冷凍室に供給される。冷凍室の空気は回収されて第3の熱交換器の低温側に供給された後、圧縮機に供給される。

[図1]



[図2]



[図3]

